

# CERCETAREA SISTEMULUI DE ACȚIONARE A MAȘINII DE PLANTAT RĂSADURI DE TIP CARUSEL



conf. univ. int., dr. Iurie MELNIC,  
Universitatea Agrară de Stat  
din Moldova

*P*erfecționarea construcției mașinilor și utilajelor agricole este o preocupare permanentă a specialiștilor în domeniu, unul din obiectivele principale constituindu-l mărirea vitezei lor de lucru.

Pentru mașinile de plantat răsaduri, mărirea vitezei reprezintă, de asemenea, un factor determinant în vederea sporirii capacității de lucru a agregatelor de plantat. Dezavantajele principale ale mașinilor semi-automate de plantat răsaduri, utilizate în prezent, sunt:

- capacitatea redusă de lucru;
- calitatea redusă a lucrărilor de plantare în caz de majorare a vitezei agregatului de plantat.

În scopul soluționării acestor probleme a fost propusă o construcție perfecționată a mașinii de plantat răsaduri de tip carusel [1].

Cercetarea sistemului de acționare a mașinii perfecționate de plantat răsaduri are o importanță deosebită pentru optimizarea parametrilor principali ai mașinii. Având în vedere cele menționate mai sus, în prezenta lucrare ne-am propus drept obiectiv principal

determinarea legii mișcării capătului tijei verticale de împingere a fixatoarelor de pe caruselul mașinii de plantat.

## Material și metodă

Mecanismul de acționare a mașinii de plantat este proiectat în baza patrulaterului cu două brațe care trebuie să asigure rotirea mecanismului de mișcare intermitentă, transportul răsadului din brăzdar în rigolă, dozarea și distribuirea porționată a apei.

Patrulaterul OACB (fig. 1) este unit cu o diadă 1-2 de tip culisă, care transformă mișcarea circulară a roții de sprijin și acționare a mașinii de plantat în mișcare „dute-vino” a punctului de ieșire 3. Pe bielă 4 este dispus un tchet de împingere a răsadului (punctul M), iar pe culbutorul condus 5 este amplasată tija verticală de acționare (punctul F) a caruselului [2, p. 78].

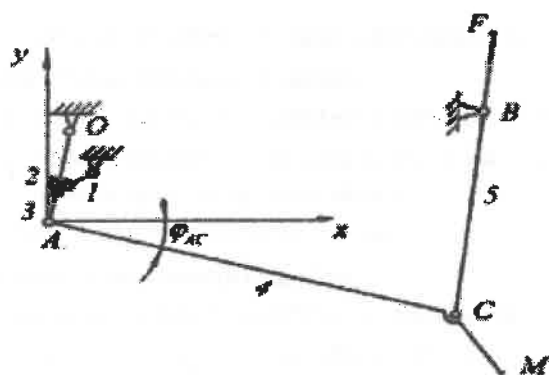


Fig.1. Schema cinematică a sistemului de acționare a mașinii de plantat răsaduri:

AC - tija inferioară; CB - tija verticală; A - punctul de leșire a mecanismului de antrenare; M - capătul tachelului de împingere; F - capătul tije verticale.

Rezultate și discuții

Fie că sunt cunoscuți parametrii următori ai mecanismului de acționare: coordonatele  $x_O, y_O$  și  $x_B, y_B$  ale articulațiilor O și B, lungimea culbuturilor  $l_O=l_3$  și  $l_B=l_4$ , unghiurile inițial  $\varphi_i$  și final  $\varphi_f$  de întoarcere a culbutorului conducător 3 cu coordonatele  $x'_M$  și  $y'_M$  ale punctului M situat pe biela 4 față de articulația O.

Se stabilesc coordonatele  $x_C(\varphi)$  și  $y_C(\varphi)$  ale articulației interioare C, care aparține diadei ACB (sau 3-4) în funcție de unghiul de întoarcere  $\varphi$  a culbutorului conducător, prin intermediul sistemului de ecuații a circumferințelor cu razele  $l_{AC}$  și  $l_B$  [2, p.79]:

$$x_C = \frac{(l_{AC}^2 - l_B^2 + x_B^2 - x_A^2 + y_B^2 - y_A^2) - 2y_C(y_B - y_A)}{2(x_B - x_A)} \quad (1)$$

$$y_C = \frac{B - \sqrt{B^2 - AC}}{A}; \quad (2)$$

unde:  $A = F^2 + l_B^2$ ;

$B = FG - Fx_A + y_A$ ;

$C = (G - x_A)^2 + y_A^2 - l_{AC}^2$ .

Pentru determinarea legii mișcării capătului tije verticale de împingere (punctul F) este necesar de a exprima raportul vitezelor medii la cursa liberă și plină prin deplasarea SF a tije verticale de împingere (punctul F):

$$k = \frac{V_{med,pl}}{V_{med,lib}} = \frac{S_F / T_{5c.l}}{S_F / T_{3c.p}} = \frac{T_{3c.p}}{T_{5c.l}}; \quad (3)$$

unde  $T_{5c.p}$  și  $T_{5c.l}$  - perioada de timp respectiv la cursa plină și la cursa liberă a elementului 5, s.

În cazul când viteza unghiulară  $\omega_1$  a manivelei este constantă, avem:

$$\frac{T_{3c.p}}{T_{5c.l}} = \frac{\varphi_{3c.p}}{\varphi_{5c.l}}; \quad (4)$$

unde  $\varphi_{3c.p}$  și  $\varphi_{5c.l}$  - valorile unghiurilor de întoarcere a manivelei respectiv la cursa plină și liberă, astfel încât

$$\varphi_{3c.p} + \varphi_{5c.l} = 2\pi$$

Constatăm că periodicitatea de mișcare a elementului conducător 3 și celui condus 5 este egală:

$T_{5c.p} = T_{3c.p}$  și  $T_{5c.l} = T_{3c.l}$ . Ca urmare, coeficientul de schimbare a vitezei medii k este determinat numai de o parte a mecanismului de transmitere și anume, manivelă-culisă. Pe de altă parte, coeficientul k poate fi determinat de unghiul  $\beta$  dintre pozițiile extreme ale culisei:

$$k = \frac{\pi + \beta}{\pi - \beta}; \quad (5)$$

Drept limită a coeficientului k servește valoarea maximă a accelerației  $a_{Mmax}$  a tachelului de împingere a răsadului din brăzdar în rigolă.

La rotirea uniformă a manivelei cu viteza unghiulară  $\omega_1$ , accelerația  $a_M$  este egală:

$$a_M = \omega_1^2 \cdot \alpha_M, \text{ m/s}^2 \quad (6)$$

unde  $\alpha_M = \frac{d^2 x_M}{d\varphi_1^2}$  - analog al accelerației punctului M, care se mișcă pe orizontală.

Deoarece

$$\alpha_M = \frac{d}{d\varphi_1} \left( \frac{dx_M}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{d\varphi_3} \right) = \frac{d}{d\varphi_1} (v_{M3} \cdot v_3) \quad (7)$$

unde:  $v_{M3}$  - analog al vitezei punctului M comparativ elementului 3 al patrulaterului OACB;

$v_3$  - analog al vitezei părții manivelă-culisă a mecanismului de antrenare.

Luând în considerație că derivata  $dv_{M3}/d\varphi_3 = \alpha_{M3}$  este analog al accelerației punctului M față de elementul 3, iar  $dv_{M3}/d\varphi_1 = \varphi_3$  - analog al accelerației culisei, în urma derivării se va obține:

$$\alpha_M = \frac{dv_{M3}}{d\varphi_1} \cdot v_3 + v_{M3} \cdot \frac{dv_3}{dv_1} = \frac{dv_{M3}}{d\varphi_3} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \cdot v_3 + v_{M3} \cdot \alpha_3$$

$$\alpha_M = v_3^2 \cdot \alpha_{M3} + \alpha_3 \cdot v_{M3}$$

În sfârșit, accelerația punctului M devine:

$$a_M = \omega_1^2 (v_3^2 \alpha_{M3} + \alpha_{13} v_{M3}) \quad (8)$$

Caracteristicile cinematice ale culisei ca parte componentă a mecanismului de antrenare pot fi alese din manuale, îndrumare etc. [3, 4]

În acest caz, pentru determinarea analogului vitezei  $v_3$  poate fi folosită relația:

$$v_3 = \frac{l_1}{l_3} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \quad (9)$$

unde:  $l_3$  - lungimea culisei;

$\varphi_3$  - unghiul de întoarcere a culisei.

Parametrii variabili  $l_3$  și  $\varphi_3$  se determină din relația:

$$l_3 = \sqrt{l_0^2 + l_1^2 + 2l_0 l_1 \sin \varphi_1} \quad (10)$$

$$\varphi_3 = \arctg \frac{l_0 + l_1}{r} \quad (11)$$

Analogul accelerației  $\alpha_3$  a culisei este egal:

$$\alpha_3 = -(\alpha_{32}^k + l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)) / l_3 \quad (12)$$

unde:  $\alpha_{32}^k$  - analog al accelerației Coriolis, ce se determină din relația:

$$\alpha_{32}^k = 2v_{32}^k v_3 \quad (13)$$

unde:  $v_{32}^k = -l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)$  - analog al vitezei relative de alunecare a culisei 3 pe elementul 2.

De aici

$$\alpha_3 = 2v_3 l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) / l_3 \quad (14)$$

La trecerea către următoarea diadă 4-5 este necesar de a lua în considerare lungimea dată  $l_A$  a culbutorului conducător OA și poziția ei dislocată față de culisă cu un unghi constant  $\Delta\varphi_3$ :

$$\Psi_3 = \varphi_3 + \Delta\varphi_3 \quad (15)$$

Formula de determinare a analogilor vitezelor unghiulare a funcțiilor transmisionale  $v_{43}$ ,  $v_{53}$  și analogilor accelerațiilor unghiulare  $\alpha_{43}$ ,  $\alpha_{53}$  respectiv ale bielei 4 și culbutorului condus 5 față de cel conducător sunt:

$$v_{43} = \frac{l_1 \sin(\Psi_3 - \varphi_4)}{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}; \quad v_{53} = \frac{l_1 \sin(\Psi_3 - \varphi_5)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_3)} \quad (16)$$

$$\alpha_{43} = \frac{l_4 \cos(\Psi_3 - \varphi_4) - v_{43}^2 l_4 + v_{53}^2 l_4 \cos(\varphi_5 - \varphi_4)}{-l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)} \quad (17)$$

$$\alpha_{53} = \frac{l_5 \cos(\Psi_3 - \varphi_5) - v_{43}^2 l_5 + v_{53}^2 l_5 \cos(\varphi_5 - \varphi_4)}{-l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_3)} \quad (18)$$

Pozițiile unghiulare  $\varphi_4$  și  $\varphi_5$  din relațiile (17) și (18) se determină astfel:

$$\varphi_4 = \arctg \frac{y_d - y_c}{x_d - x_c}; \quad \varphi_5 = \arctg \frac{y_c - y_b}{x_c - x_b} \quad (19)$$

De la analogii caracteristicilor unghiulare ale patru late- rului OACB se poate trece ușor la valorile adevărate ale vitezelor unghiulare  $\omega_4$  și  $\omega_5$  și accelerațiilor unghiulare  $\varepsilon_4$  și  $\varepsilon_5$  ale elementelor 4 și 5:

$$\omega_4 = \omega_3 \cdot v_{43}; \quad \omega_5 = \omega_3 \cdot v_{53} \quad (20)$$

$$\varepsilon_4 = \omega_3^2 \cdot \alpha_{43} + \varepsilon_3 \cdot v_{43}; \quad \varepsilon_5 = \omega_3^2 \cdot \alpha_{53} + \varepsilon_3 \cdot v_{53} \quad (21)$$

Atunci viteza punctului F al tijeii verticale devine egală cu:

$$V_F = \omega_4 l_F = \omega_3 l_F \cdot \frac{l_4 \sin(\Psi_3 - \varphi_4)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_4)} = \omega_3 \cdot \frac{l_F l_4 \sin(\Psi_3 - \varphi_4)}{l_5 \sin(\varphi_5 - \varphi_4)} \quad (22)$$

Parametrul  $V_F$  acționează procesul de cădere a răsadului din cupă în brăzdar prin intermediul vitezei inițiale  $V_0$  orientate orizontal.

Fie că AB este traiectoria de deplasare a punctului F a tijeii verticale (fig. 2). Atunci proiecția orizontală a vitezei punctului F va fi:

$$V_F^x = V_F \cos \varphi'_5 \quad (23)$$

unde:  $\varphi'_5$  - unghiul ce determină direcția vectorului vitezei  $V_F$  față de axa x.

Din fig. 2 reiese că  $\varphi'_5$  este egal cu:

$$\varphi'_5 = \varphi_5^{\max} - \gamma - d\varphi_5$$

unde:  $\gamma$  - unghiul de dislocație a tijeii FC în poziția finală față de verticală, rad.

$d\varphi_5$  - se schimbă în limitele  $0 \dots \varphi_5^{\max}$ .

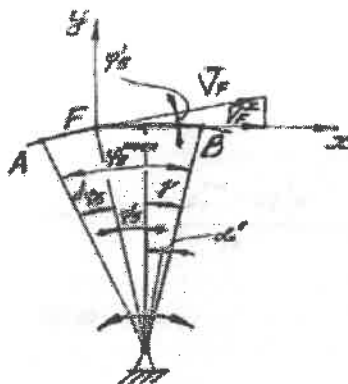


Fig. 2. Traiectoria de deplasare a punctului F și schema vitezelor

Funcția care descrie traiectoria de deplasare a punctului  $F$  este:

$$V_F^x(\varphi_5) = V_F \cos(\varphi_5^{\max} - \gamma - d\gamma_5). \quad (24)$$

Deoarece viteza unghiulară a oricărui punct de pe carusel (fig. 3) este egală cu  $\omega_{car}$ , atunci

$$\omega_f = \omega_r = \dot{\theta}_{car}$$

unde  $\omega_f$  și  $\omega_r$  - respectiv vitezele unghiulare ale fixatorului mecanismului de mișcare intermitentă și a răsadului din porțrasad,  $s^{-1}$ .

De aceea este adevărat raportul:

$$\frac{V_f}{r'} = \frac{V_0}{r}, \quad \text{iar } V_0 = \frac{V_f \cdot r}{r'}; \quad (25)$$

unde  $V_f$  - viteza fixatorului,  $m/s$

$r$  - raza până la centrul cupelor pe carusel,  $m$

$r'$  - raza de dispunere a fixatorilor,  $m$

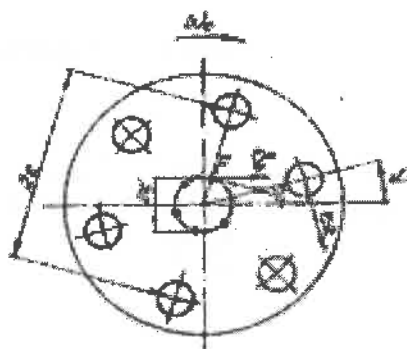


Fig. 3. Schema caruselului în momentul acționării tijei verticale asupra fixatorului

Luând în considerare faptul că răsadul își începe căderea din cupă cu o înaintare egală cu unghiul  $\alpha$  și viteza  $V_0 \neq 0$ :

$$V_f(\alpha, \varphi_5) = \frac{V_F^x(\varphi_5)}{\cos\left(\frac{\pi}{n} - \alpha\right)}; \quad (26)$$

unde:  $n$  - numărul de porțrasaduri dispuse pe carusel.

Unghiul de înaintare  $\alpha$  a căderii răsadului din cupa caruselului în brăzdar poate fi schimbat în intervalul

$$\left[\frac{2\pi}{n}; 0\right].$$

Înlocuind (24) și (26) în (25) se obține funcția:

$$V_0(\alpha, \varphi_5) = \frac{r V_F \cos(\varphi_5^{\max} - \gamma - \varphi_5)}{r' \cos\left(\frac{\pi}{n} - \alpha\right)}; \quad (27)$$

unde  $\varphi_5^{\max}$  - unghiul maxim de întoarcere a elementului 5 comparativ cu poziția sa inițială, rad.

Presupunem că  $\alpha'$  este unghiul de înaintare în plan vertical, care constată poziția punctului  $F$  la o înaintare de deschidere a cupei egală cu unghiul  $\alpha$ , atunci

$$d\varphi_5 = \varphi_5^{\max} - \Delta\varphi - \alpha';$$

unde:  $\Delta\varphi$  - unghiul de până la contactarea punctului  $F$  cu fixatorul, rad;

$\varphi_5^{\max} - \Delta\varphi$  - faza de rotire a caruselului, rad.

Pentru a exprima  $\alpha'$  prin  $\alpha$  este folosit raportul:

$$\frac{\varphi_5^{\max} - \Delta\varphi}{n} \approx \frac{2\pi}{n};$$

$$\frac{\varphi_5^{\max} - \Delta\varphi - \alpha'}{n} \approx \frac{2\pi}{n} - \alpha.$$

De aici 
$$\alpha' = \frac{\alpha \cdot (\varphi_5^{\max} - \Delta\varphi)}{2\pi}; \quad (28)$$

$$\varphi_5 = \varphi_5^{\max} - \Delta\varphi - \frac{\alpha \cdot (\varphi_5^{\max} - \Delta\varphi)}{2\pi}. \quad (29)$$

Înlocuind  $\varphi_5$  în (27) se obține:

$$V_0(\alpha) = \frac{r V_F \cos\left(\frac{\alpha n}{2\pi} (\varphi_5^{\max} - \Delta\varphi) - \gamma - \Delta\varphi\right)}{r' \cos\left(\frac{\pi}{n} - \alpha\right)}. \quad (30)$$

Deoarece conform construcției proiectate unghiul de înaintare este egal cu  $\alpha_0$ , modelul matematic teoretic de determinare a vitezei inițiale  $V_0$  a răsadului la mișcarea acestuia din porțrasad în brăzdarul mașinii are forma:

$$V_0^{\text{teor}}(\alpha) = \frac{r V_F \cos\left(\frac{\alpha_0 n}{2\pi} (\varphi_5^{\max} - \Delta\varphi) - \gamma - \Delta\varphi\right)}{r' \cos\left(\frac{2\pi}{n} - \alpha_0\right)}. \quad (31)$$

Importanța efectuării sintezei sistemului de acționare a mașinii de plantat elaborate constă în posibilitatea utilizării metodologiei și relațiilor obținute în rezultatul cercetării la determinarea și optimizarea parametrilor constructivi ai sistemelor de acționare a mașinilor de plantat răsaduri de tip *carusel*.

**Concluzii**

1. Cercetarea sistemului de acționare a mașinii de plantat de tip carusel permite determinarea și optimizarea teoretică a parametrilor constructivi esențiali ai mașinii de plantat răsaduri perfecționate.

2. S-a stabilit legea mișcării capătului tijei verticale de împingere a fixatoarelor de pe caruselul mașinii de plantat și modelul matematic teoretic de determinare a vitezei inițiale  $V_0$  a răsadului la mișcarea acestuia din porțrăsad în brăzdarul mașinii.

3. Metodica de calcul propusă poate fi utilizată la cercetarea sistemelor de acționare a mașinilor de plantat de tip carusel cu mișcare intermitentă a caruselui.

#### Bibliografie

1. Melnic Iu., Bumacov V. Mașină de plantat răsaduri. Brevet de invenție nr. 2371 din 29.02.2004. - Chișinău: BOP1 nr. 2/2004.

2. Мельник Ю. В., Бумаков В. М. Синтез заделывающего устройства рассадопосадочной машины карусельного типа. Мijnarodna naucino-practicina konferențija. „Problemî konstruirovannea, virobnitva ta eksploatații siliskogospo-darskoi tehnikî”. Zbirnic naukovih prați. - Kirovograd, 1997. – p. 78...80.

3. Артоболевский И. Сборник задач по теории механизмов и машин. – Москва: Машиностроение, 1969. – 583 стр.

4. Артоболевски I. Teoria mecanismelor și a mașinilor. – Chișinău: Știința, 1992. – 607 p.

#### SUMMARY

*The main disadvantages of transplanting machine are presented and the method of calculation of the design parameters of the operating system is proposed. As a result of theoretical research of the operating system of carousel type transplanting machine the rule of movement of the point K and mathematical model for determination of initial speed  $V_0$  of the falling seedling have been obtained.*

*Key words: Transplanting machine, seedling, carousel type, operating system, design parameters, initial speed.*